

Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas dan Penurunan Tekanan dari Sirip-Sirip Pin Diamond Susunan Segaris dalam Saluran Segiempat

Tri Istanto¹, Wibawa Endra Juwana¹, Efendi Dwi Hariyanto²

¹Lab. Perpindahan Panas & Termodinamika Jurusan Teknik Mesin, Fak. Teknik,
Universitas Sebelas Maret Surakarta

²Alumni Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret Surakarta
Jl. Ir. Sutami 36A, Ketingan Surakarta 57126 Telp/Fax. (0271) 632163
E-mail: triiis_meuns2000@yahoo.com¹, wibawa.ej@gmail.com

Abstract

This research was conducted to investigate the characteristics of heat transfer and pressure drop as well as the thermal performance of diamond pin fin array in the rectangular channel which air was passed through it as coolant fluid. The pin fins were arranged in inline manner. Dimension of base plate in which pin fins attached was 150 mm x 200 mm x 6.5 mm. The average temperature of base plate surface was kept constant at 60°C. Pin fins were made of duralumin having the dimension of 75 mm of height, its sides 12.7 and 12.7 mm respectively, and the distance inter-fin pitch in the spanwise direction was kept constant at $S_x/D = 2.95$. The parameters of this research were Reynolds number (Re) 3,123 – 37,847 based on averaged inlet air velocity and hydraulic diameter, and the distance between the inter-fin pitch in the streamwise direction ($S_y/D = 1.97 - 3.94$). The research result shown that increasing Reynolds and decreasing the distance S_y/D increased Nusselt number, that means increased heat transfer rate where it reach maximum at $S_y/D = 2.36$. The values of pressure drop (ΔP) and friction factor (f) decreased with increasing S_y/D . The value of the thermal performances (η) varied between 0.77 – 1.22. At $S_y/D = 1.97$ for $Re > 25,000$, and $S_y/D = 3.94$ for all values of Re , the values of η were less than 1, i.e. the used of diamond pin fin would cause an energy loss rather than gain. The net energy gain (η was greater than 1) was only at $S_y/D = 1.97$ for $Re < 18,830$, $S_y/D = 2.36$ for $Re < 25,000$ and at $S_y/D = 2.95$ for $Re < 3,150$. Increasing Reynolds number would decrease the thermal performance (η) for all S_y/D . A net energy gain up to 22% was achieved for $S_y/D = 2.36$ and $Re = 3,123$.

Keywords: diamond pin fin, Reynolds number, friction factor, thermal performance

PENDAHULUAN

Sirip digunakan pada alat penukar kalor untuk meningkatkan luasan perpindahan panas antara permukaan utama dengan fluida di sekitarnya. Idealnya, material sirip harus memiliki konduktivitas termal yang tinggi untuk meminimalkan perbedaan temperatur antara permukaan utama dengan permukaan yang diperluas. Aplikasi sirip sering dijumpai pada sistem pendinginan ruangan, peralatan elektronik, motor bakar, *trailing edge* sudu turbin gas, alat penukar kalor kompak, dengan udara sebagai media perpindahan panasnya.

Ada berbagai tipe sirip pada alat penukar kalor yang telah digunakan, mulai dari bentuk yang relatif sederhana seperti sirip segiempat, silindris, anular, tirus atau pin sampai dengan kombinasi dari berbagai geometri yang berbeda dengan jarak yang teratur dalam susunan segaris (*in-line*) ataupun selang-seling (*staggered*).

Salah satu tipe sirip pada peralatan penukar kalor yang mempunyai banyak pemakaian dalam berbagai aplikasi industri adalah sirip pin. Sirip pin adalah elemen berbentuk silinder atau bentuk lainnya yang dipasang secara tegak lurus terhadap dinding alat penukar kalor dengan fluida pendingin mengalir dalam arah aliran melintang

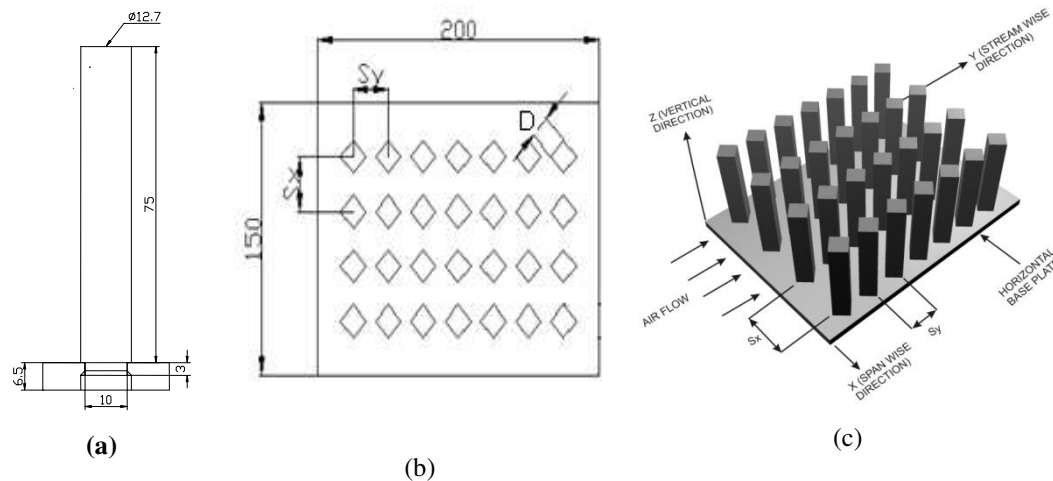
(*crossflow*) terhadap dinding alat penukar kalor tersebut. Sirip-sirip pin dapat meningkatkan luas permukaan disipasi panas, dan menyebabkan aliran yang turbulen sehingga meningkatkan unjuk kerja disipasi panas yang berdampak pada meningkatnya ketahanan dan umur peralatan. Kemampuan bentuk sirip pin dalam meningkatkan perpindahan panas dapat dilihat dari kemampuannya dalam menyebabkan pemisahan aliran (*flow separation*) dan menghasilkan turbulensi dalam medan aliran. Sehingga, sirip pin dengan bentuk yang kurang aerodinamis akan menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang lebih baik, misalnya pada sirip pin diamond. Karena kuatnya gaya inersia dari aliran fluida di sekitar sirip pin, aliran tidak dapat melekat pada permukaan sirip bagian belakang (*downstream*) dari sudut yang tajam. Selain itu, perubahan lintasan aliran secara tiba-tiba di sekeliling sirip pin diamond menyebabkan pemisahan aliran dan daerah pusaran turbulen (*turbulent vortex shedding*), yang dapat menambah perpindahan panas dalam susunan sirip pin tersebut. Penelitian tentang sirip pin diamond telah dilakukan oleh beberapa peneliti terdahulu (Chyu, 1998, Tanda, 2000 dan Jeng, 2006).

Terdapat berbagai parameter yang menggolongkan sirip pin, seperti bentuk pin, tinggi pin, diameter pin, perbandingan tinggi-diameter pin (H/D) dan sebagainya yang dapat disusun secara segaris ataupun secara selang-seling terhadap arah aliran fluida pendinginnya. Laju perpindahan panas dari suatu rakitan sirip pin ke lingkungan tergantung pada distribusi temperatur pada sirip pin dan plat dasar (*base plate*), geometri sirip pin, jarak antara ujung sirip pin dengan permukaan atas saluran udara (*shroud clearance*), sifat-sifat fluida, laju aliran udara,

jarak antara titik pusat sirip (*inter-pin pitch*), susunan sirip pin dan orientasi dari alat penukar kalor. Laju perpindahan panas pada plat dasar dengan temperatur tertentu dapat ditingkatkan dengan menaikkan koefisien perpindahan panas rata-rata, menaikkan luas permukaan perpindahan panas atau keduanya. Kenaikan perpindahan panas dapat dicapai dengan cara konveksi paksa atau mengubah konfigurasi geometri dari alat penukar panas. Dalam praktiknya, cara-cara ini dibatasi oleh penurunan tekanan maksimum yang diijinkan melalui susunan sirip pin tersebut karena kenaikan perpindahan panas akan disertai penurunan tekanan. Energi yang hilang karena penurunan tekanan dapat melebihi energi yang didapatkan dari usaha peningkatan perpindahan panas tersebut.

Metode Penelitian

Spesimen terdiri atas plat dasar dengan panjang 200 mm, lebar 150 mm dan tebal 6,5 mm yang dipasang sejumlah sirip pin diamond yang disusun secara segaris dengan tinggi sirip 75 mm, panjang sisi-sisi sirip 12,7 mm x 12,7 mm. Bahan plat dasar dan sirip pin adalah duralumin. Pengujian dilakukan dengan variasi kecepatan aliran udara masuk seksi uji sebesar 0,5 m/s, 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s, 5,5 m/s dan 6 m/s, sehingga berdasarkan kecepatan aliran udara masuk tersebut dan diameter hidrolis saluran segempat diperoleh range bilangan Reynolds dalam penelitian ini 3.123 – 37.847. Jarak antar titik pusat sirip dalam arah aliran udara (*streamwise direction*) yaitu sebesar 25 mm, 30 mm, 37,5 mm dan 50 mm



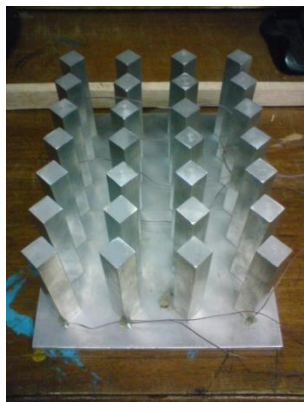
Gambar 1. (a) Dimensi sirip pin, (b) Dimensi plat dasar, (c) Sketsa spesimen penelitian.

Pada penelitian ini pengaruh jarak antar titik pusat sirip dalam arah aliran udara (S_x), (S_y), terhadap karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan serta unjuk kerja termal diselidiki, dimana antar titik pusat sirip dalam

arah melintang aliran udara (S_y), (S_x), dibuat konstan sebesar 37,5 mm. Tabel 1 menunjukkan spesifikasi spesimen penelitian yang diuji, dan gambar 2. adalah contoh salah satu spesimen penelitian.

Tabel 1. Spesifikasi spesimen penelitian.

Spesimen	S_x (mm)	S_y (mm)	S_x/D	S_y/D	Jumlah sirip (N_f)
1	37,5	25	2,95	1,97	25
2	37,5	30	2,95	2,36	21
3	37,5	37,5	2,95	2,96	18
4	37,5	50	2,95	3,94	14
5	Plat dasar tanpa sirip		0	0	0



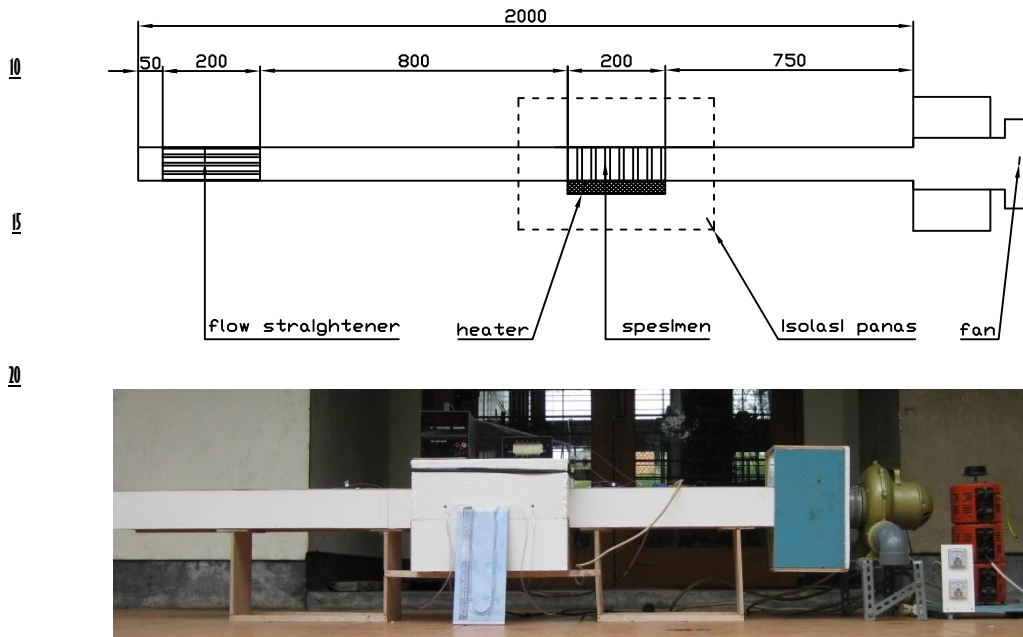
Gambar 2. Contoh spesimen penelitian.

Skema alat penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3. Saluran udara segiempat dibuat menggunakan triplek berlapis melamin

dengan dengan rangka dari kayu, dengan spesifikasi dimensinya adalah 150 mm x 75 mm x 2.000 mm. Pemanas elektrik (*heater*) dibuat dari lilitan pita nikelin dengan panjang 4 m, lebar 3 mm, dan tebal 1,3 mm yang dililitkan pada kertas mika tahan panas dengan dimensi panjang 200 mm, lebar 150 mm, dan tebal 1 mm. Manometer tipe U digunakan untuk mengukur penurunan tekanan udara yang terjadi antara sisi masuk dan sisi keluar seksi uji. Termokopel terdiri dari 17 termokopel tipe T yang dipasang di tiap titik pengukuran berbeda, yaitu : 3 termokopel pada saluran udara masuk untuk mengukur temperatur udara masuk sebelum melewati seksi uji, 5 termokopel pada saluran udara keluar setelah melewati seksi uji untuk mengukur temperatur udara keluar seksi uji, dan 9 termokopel dipasang pada permukaan

atas pada plat dasar untuk mengukur temperatur permukaan plat dasar. Pengujian dilakukan pada temperatur udara masuk saluran segiempat yang konstan sebesar 26°C

dan temperatur permukaan plat dasar dijaga konstan sebesar 60°C



Gambar 3. Skema dan gambar alat penelitian.

Pengambilan data penelitian berupa temperatur dilakukan hingga semua temperatur udara keluar seksi uji mencapai kondisi tunak (*steady state*). Data-data pada keadaan tunak berupa; temperatur udara masuk dan keluar seksi uji dan temperatur permukaan plat dasar, beda tinggi fluida manometer, serta tegangan dan arus listrik yang dikonsumsi blower dan pemanas listrik, digunakan untuk analisis penelitian.

Perhitungan Perpindahan Panas

Kesetimbangan energi kondisi tunak untuk permukaan uji yang dipanaskan secara elektrik adalah sebagai berikut (Bilen, 2001, 2002):

$$Q_{elect} = Q_{conv} + Q_{loss} \quad (1)$$

Input panas listrik dapat dihitung dari tegangan listrik dan arus listrik yang disuplai ke permukaan. Kehilangan panas dari sistem bisa karena; (i) radiasi dari permukaan dan (ii)

konduksi melalui dinding-dinding saluran ke atmosfer. Sehingga persamaan (1) dapat ditulis menjadi:

$$Q_{elect} = Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{cond} \quad (2)$$

Pada penelitian yang serupa, Naik et al (1987) dan Hwang dan Liou (1995) melaporkan bahwa total kehilangan panas karena radiasi dari permukaan uji yang serupa sekitar 0,5% dari total input panas listrik, sehingga kehilangan panas karena radiasi diabaikan. Kehilangan panas karena konduksi dari sisi dinding-dinding dapat diabaikan dibandingkan dari permukaan bawah dari seksi uji, karena luas total sisi plat yang dipanaskan jauh lebih kecil dari luas permukaan bawah. Pada penelitian ini, permukaan bawah dari plat uji tidak dipapar ke aliran, dan disolasi dengan kombinasi lapisan isolator dan lapisan kayu, sehingga kehilangan panas karena konduksi dapat diabaikan. Analisis data akan memuaskan jika persentase total kehilangan

panas, $(Q_{elect} - Q_{conv})/Q_{conv}$ kurang dari 10% (Naphon, P., 2007).

Maka persamaan (2) menjadi:

$$Q_{elect} = Q_{conv} \quad (3)$$

Panas yang dipindahkan dari permukaan bersirip dengan cara konveksi adalah:

$$Q_{conv} = h \cdot A_s \left[T_b - \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2} \right) \right] \quad (4)$$

Dari persamaan (4), Q_{conv} dapat juga dinyatakan dengan:

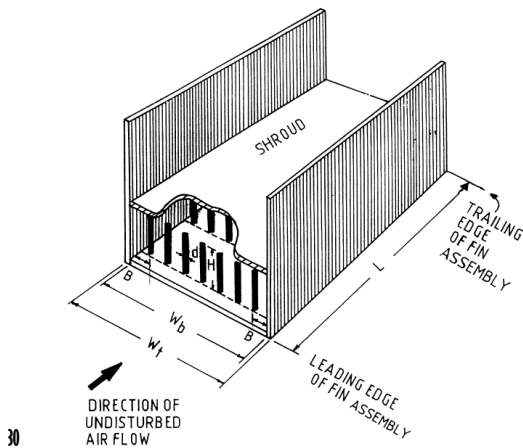
$$Q_{conv} = \dot{m} \cdot c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (5)$$

Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata (h) dapat dihitung dengan menggunakan kombinasi persamaan (4) dan (5), sehingga didapatkan bahwa:

$$h = \frac{\dot{m} \cdot c_p (T_{out} - T_{in})}{A_s \left[T_b - \left((T_{out} - T_{in})/2 \right) \right]} \quad (6)$$

Dari persamaan (6), laju aliran massa, \dot{m} , dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{m} = \rho \cdot A_t \cdot V \quad (7)$$



Gambar 4. Susunan sirip pin dalam suatu saluran udara segiempat dengan *clearance nol*. Untuk kasus dengan *clearance nol* seperti pada gambar 4, maka A_t dihitung dengan rumus:

$$A_t = H \cdot W_b \quad (8)$$

A_s adalah luas seluruh permukaan yang kontak dengan udara dari susunan sirip pin diamond atau luas permukaan total dari permukaan plat dasar dan sirip pin diamond, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$A_s = W_b \cdot L + 2(a + b) \cdot H \cdot N_f - a \cdot b \cdot N_f \quad (9)$$

Nilai-nilai T_b , T_{in} dan T_{out} diukur dari percobaan yang dilakukan menggunakan termokopel. Sedangkan sifat termofisik dari udara, C_p dihitung berdasarkan temperatur udara rata-rata, $T_f = (T_{in} + T_{out})/2$ menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$C_p = [9,8185 + 7,7 \times 10^{-4} (T_{in} + T_{out})/2] \times 10^{-2} \text{ J/kg.K} \quad (10)$$

Persamaan (10) berlaku untuk udara pada tekanan atmosfer dan $250 \text{ K} \leq \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \leq 400 \text{ K}$.

Parameter tanpa dimensi yang digunakan dalam perhitungan perpindahan panas untuk permukaan bersirip dihitung sebagai berikut:

a. Bilangan Reynolds (Re)

Duct Reynolds number dihitung berdasarkan kecepatan rata-rata (V) dalam saluran halus (*smooth duct*) dan diameter hidrolis dari saluran (D_h) dan dinyatakan dengan:

$$Re = \frac{V \cdot D_h}{\nu} \quad (11)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (12)$$

b. Bilangan Nusselt (Nu)

Bilangan Nusselt rata-rata dinyatakan dengan *duct Nusselt number*, dimana dinyatakan dengan persamaan:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (13)$$

Untuk saluran udara segiempat, diameter hidrolik, D_h , dihitung dengan persamaan:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4H \cdot W_b}{2(H + W_b)} \quad (14)$$

Properties udara, μ dan k dihitung berdasarkan temperatur udara rata-rata, $T_f = (T_{in} + T_{out})/2$ menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\mu = [4,9934 + 4,483 \times 10^{-2}(T_{in} + T_{out}/2)] \times 10^{-6} \text{ kg/m.s} \quad (15)$$

$$k = [3,7415 + 7,495 \times 10^{-2}(T_{in} + T_{out}/2)] \times 10^{-3} \text{ W/m.K} \quad (16)$$

Persamaan (15) dan (16) berlaku untuk udara pada tekanan atmosfer dan $250 \text{ K} \leq \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \leq 400 \text{ K}$.

Perhitungan Faktor Gesekan (Friction Factor)

Penelitian penurunan tekanan (*pressure drop*) sepanjang seksi uji dalam saluran bersirip diukur dibawah kondisi aliran panas. Pengukuran ini dikonversi ke faktor gesekan (*friction factor*), f . Faktor gesekan ditentukan dari nilai pengukuran penurunan tekanan, ΔP , sepanjang seksi uji menggunakan persamaan:

$$f = \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{L_t}{D_h} \right) \left(\rho \frac{V^2}{2} \right) \right]} \quad (17)$$

Perhitungan Unjuk Kerja Termal Pin Fin

Assembly

Peningkatan perpindahan panas dicapai dengan mengorbankan penurunan tekanan. Banyak aplikasi praktis hal tersebut dibolehkan, sehingga perlu untuk menentukan keuntungan ekonomis karena peningkatan perpindahan panas dan pengaruh sirip-sirip pin dan susunannya terhadap unjuk kerja energi

overall dari sistem perpindahan panas sekarang melalui sebuah analisis unjuk kerja termal.

Untuk sebuah daya pemompaan yang konstan, adalah berguna untuk menentukan effectiveness peningkatan perpindahan kalor dari promotor perpindahan panas dibandingkan dengan permukaan halus, sedemikian sehingga:

$$\dot{V}_s \cdot \Delta P_s = \dot{V}_a \cdot \Delta P_a \quad (18)$$

Dimana \dot{V}_s dan \dot{V}_a berturut-turut adalah laju aliran volumetrik diatas plat tanpa halangan (*blocks*) dan dengan halangan, sedangkan ΔP_s dan ΔP_a berturut-turut adalah penurunan tekanan tanpa dan dengan halangan. Menggunakan persamaan Darcy untuk penurunan tekanan dan bilangan Reynolds untuk masing-masing geometri, dari hubungan antara permukaan dengan sirip dan permukaan halus untuk daya pemompaan yang sama, persamaan (18) dapat ditulis ulang menjadi:

$$f_s \cdot Re_s^3 = f_a \cdot Re_a^3 \quad (19)$$

Efisiensi peningkatan perpindahan panas untuk suatu daya pemompaan yang konstan dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\eta = (h_a/h_s)_P \quad (20)$$

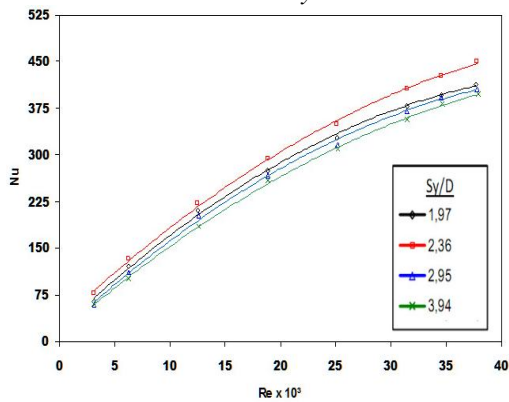
Jika nilai $\eta \geq 1$, teknik yang dipakai untuk menaikkan laju perpindahan panas adalah menguntungkan dari sudut pandang energi. Jika $\eta \leq 1$, energi yang telah digunakan untuk menaikkan laju perpindahan panas lebih besar daripada yang diperoleh.

Hasil dan Pembahasan

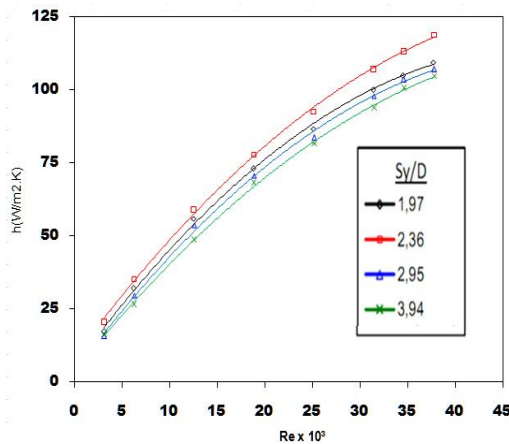
a. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Jarak Antar Titik Pusat Sirip Dalam Arah Streamwise Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas

Sirip-sirip dipasang secara vertikal pada permukaan plat dasar sehingga mempunyai

nilai perbandingan jarak antar titik pusat sirip pin diamond dalam arah *streamwise*, S_y/D , untuk susunan sirip segaris sebesar 1,97, 2,36, 2,95 dan 3,94, sedangkan nilai perbandingan jarak antar titik pusat sirip pin *diamond* dalam arah *spanwise*, S_x/D , konstan sebesar 2,95. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap karakteristik perpindahan panas pada sirip-sirip pin diamond susunan segaris dapat dilihat pada gambar 5 dan 6. Karakteristik perpindahan panas pada sirip-sirip pin diamond susunan segaris dapat dilihat dari hubungan antara *duct Nusselt number* dan *duct Reynolds number*.



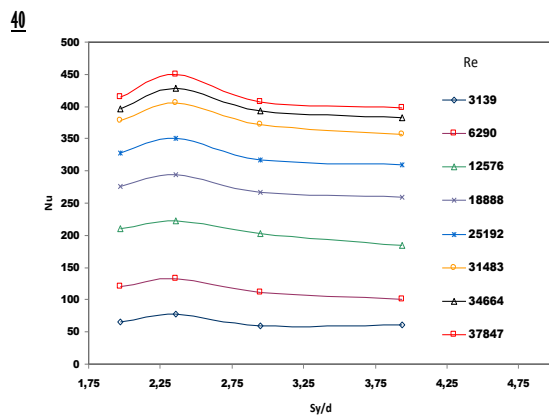
Gambar 5. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt pada $S_y/D = 2,95$.



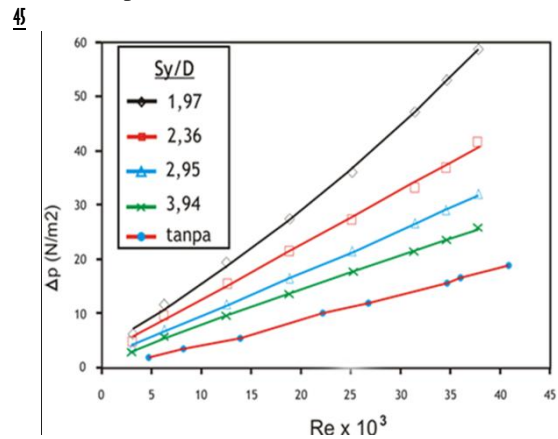
Gambar 6. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada $S_y/D = 2,95$.

Dari gambar 5 dapat dilihat bahwa bilangan Nusselt meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds, hal ini terjadi pada

keseluruhan nilai S_y/D . Peningkatan perpindahan panas ini berasal dari penurunan tebal lapis batas dengan kenaikan laju aliran udara (Bilen, 2002). Dari fenomena ini terlihat bahwa bilangan Reynolds berpengaruh kuat pada laju perpindahan panas. Dari gambar 6 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan bilangan Reynolds, maka nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata (h) semakin besar. Semakin besar nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata, maka semakin besar laju perpindahan panas konveksi yang terjadi.



Gambar 7. Pengaruh S_y/D terhadap bilangan Nusselt pada $S_x/D = 2,95$.



Gambar 8. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap penurunan tekanan pada $S_x/D = 2,95$.

Gambar 7 menunjukkan kelakuan bilangan Nusselt rata-rata terhadap S_y/D pada bilangan Reynolds yang berbeda-beda untuk susunan sirip pin diamond segaris. Dari

gambar 7 dapat dilihat bahwa nilai S_y/D mempunyai pengaruh yang sedang (*moderate effect*) terhadap perpindahan panas (Nu). Bilangan Nusselt naik sedikit dengan kenaikan S_y/D , mencapai maksimum pada $S_y/D = 2,36$ dan kemudian menurun dengan kenaikan S_y/D . Dari literatur didapatkan bahwa perpindahan panas maksimum dicapai pada nilai $S_y/D = 2,5$ (Tahat, 1994 dan Jubran, 1993). Sirip-sirip pin, setelah baris pertama dari susunan sirip, adalah dalam jalur turbulen dari aliran bagian depan sirip-sirip pin (*upstream pin fins*). Untuk nilai S_y yang sedang (*moderate*), koefisien konveksi yang berkaitan dengan aliran di baris sirip bagian belakang (*downstream row*) dipertinggi sebagai hasil aliran turbulen. Akan tetapi, untuk nilai S_y yang kecil, baris-baris di bagian depan (*upstream rows*) akan menghalangi laju aliran udara pada baris-baris di bagian belakang (*downstream rows*) dan laju perpindahan panas akan berkurang (Babus'Haq, R.F., 1995). Sehingga, lintasan aliran yang diinginkan (*preferred flowpath*) dalam jalur antara sirip-sirip pin, sangat banyak permukaan sirip-sirip pin tidak terkena aliran utama (*main flow*) terutama pada baris-baris bagian belakang. Untuk susunan segaris, lintasan dari aliran utama lurus. Koefisien perpindahan panas konveksi (h) akan meningkat seiring dengan semakin kecil jarak antar titik pusat sirip pin dalam arah *streamwise* (S_y) atau semakin banyak sirip pin yang dipakai sampai pada nilai tertentu dan mencapai maksimal dimana penambahan sirip pin lebih lanjut atau nilai S_y yang semakin kecil akan menurunkan koefisien perpindahan panas konveksinya.

Dari data-data penelitian ini dapat diperoleh korelasi matematis untuk karakteristik perpindahan panas dari sirip-sirip pin diamond susunan segaris. Korelasi antara bilangan Nusselt (Nu) dengan bilangan Reynolds (Re), jarak antar titik pusat sirip (S_y) dan panjang spesimen uji (L) adalah sebagai berikut:

$$Nu = 0,345 \cdot Re^{0,687} \cdot (S_y/L)^{-0,125} \quad (21)$$

Korelasi perpindahan panas pada persamaan (21) berlaku valid untuk range bilangan Reynold $3.123 \leq Re \leq 37.847$, $L/D_h = 2$ dan $1,97 \leq S_y/D \leq 3,94$.

b. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Jarak Antar Titik Pusat Sirip Dalam Arah Streamwise Terhadap Karakteristik Penurunan Tekanan

Pengaruh bilangan Reynolds dan jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* terhadap penurunan tekanan (*pressure drop*) dan faktor gesekan dari sirip-sirip pin diamond susunan segaris berturut-turut dapat dilihat pada gambar 8 dan 9. Kelakuan penurunan tekanan (ΔP) terhadap bilangan Reynolds (Re) serupa dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Yang et al (2007). Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa penambahan sirip-sirip pin diamond dengan susunan segaris, menyebabkan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang signifikan dibandingkan dengan permukaan tanpa sirip-sirip (*smooth surface*). Kelakuan faktor gesekan terhadap bilangan Reynolds pada gambar 9 serupa dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Kakac et al (1987). Nilai penurunan tekanan (ΔP) dan faktor gesekan (f) akan semakin menurun dengan kenaikan nilai S_y/D . Hal ini disebabkan dengan semakin besar nilai S_y/D , maka jumlah sirip-sirip pin diamond akan semakin berkurang, sehingga tahanan terhadap aliran udara akan semakin berkurang (Bilen, 2002). Dari gambar 9 dapat dilihat bahwa nilai S_y/D lebih berpengaruh dibandingkan bilangan Reynolds terhadap nilai faktor gesekan (f). Hal ini menunjukkan bahwa kenaikan faktor gesekan (f) seiring dengan berkurangnya nilai S_y/D pada dasarnya disebabkan karena meningkatnya luas permukaan halangan dan efek halangan (*blockage effect*) akibat kenaikan jumlah sirip-sirip pin diamond.

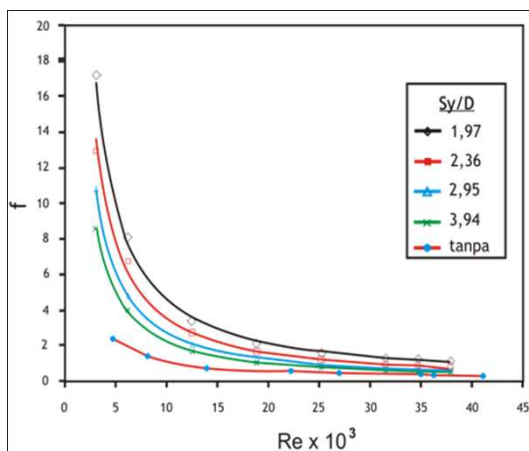
Dari data-data penelitian dapat dibuat korelasi matematis antara faktor gesekan (f) yang dihasilkan oleh sirip-sirip pin diamond susunan segaris dengan bilangan Reynolds (Re), jarak antar titik pusat sirip (S_y) dan panjang spesimen uji (L) sebagai berikut:

$$f = 3,083E5 Re^{-1,132} (S_y/L)^{-1,043} \quad (22)$$

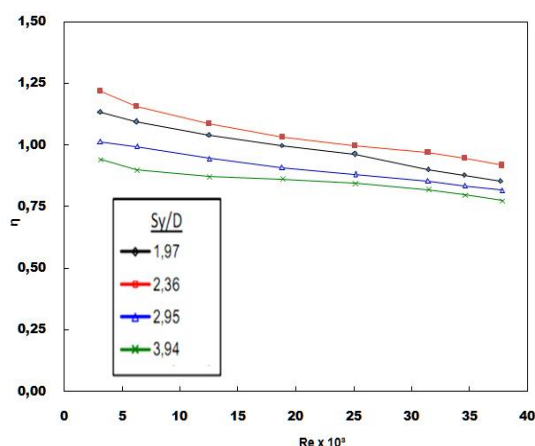
Korelasi faktor gesekan pada persamaan (22) berlaku valid untuk range bilangan Reynolds $3.123 \leq Re \leq 37.847$, $L/D_h = 2$ dan $1,97 \leq S_y/D \leq 3,94$.

c. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Jarak Antar Titik Pusat Sirip Dalam Arah Streamwise Terhadap Unjuk Kerja Termal

Peningkatan perpindahan panas disertai oleh kenaikan penurunan tekanan yang signifikan, dapat mengeliminasi perolehan energi karena peningkatan laju perpindahan panas. Untuk tujuan aplikasi praktis, analisis unjuk kerja termal menjadi sebuah pemikiran yang berguna untuk menentukan perolehan energi netto karena adanya penambahan sirip-sirip.



Gambar 9. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap faktor gesekan pada $S_y/D = 2,95$.



Gambar 10. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap unjuk kerja termal pada $S_y/D = 2,95$.

Pada gambar 10 menunjukkan hubungan antara unjuk kerja termal (η) dengan bilangan Reynolds (Re) pada nilai S_y/D yang berbeda-beda untuk sirip-sirip pin diamond susunan segaris. Perlu ditekankan lagi disini bahwa untuk perolehan energi netto yaitu untuk perpindahan panas yang efektif, nilai η harus lebih besar dari 1 (batas ambang perolehan energi). Dari gambar 10 dapat dilihat bahwa nilai η menurun dengan kenaikan bilangan Reynolds (Re), dimana nilai η bervariasi antara 0,77 dan 1,22 untuk keseluruhan S_y/D dan Re yang diteliti. Untuk $S_y/D > 1,97$ dan $Re > 25.000$, nilai η lebih kecil dari 1 dan bervariasi antara 0,77 dan 0,99. Ini berarti bahwa pemakaian sirip-sirip pin diamond susunan segaris dengan $S_y/D > 1,97$ untuk $Re > 25.000$ akan menyebabkan kehilangan energi daripada perolehan energi. Untuk $S_y/D = 3,94$, nilai η lebih kecil dari 1 untuk keseluruhan Re dan bervariasi antara 0,77 dan 0,94, ini berarti bahwa pemakaian sirip-sirip pin diamond susunan segaris dengan $S_y/D = 3,94$ akan menyebabkan kehilangan energi daripada perolehan energi. Nilai η lebih besar dari 1 hanya untuk $S_y/D = 1,97$ pada $Re < 18.830$, $S_y/D = 2,36$ pada $Re < 25.000$, dan $S_y/D = 2,95$ pada $Re < 3.150$.

Sehingga direkomendasikan untuk memperbaiki efisiensi dari suatu sistem dengan menggunakan sirip-sirip pin diamond susunan segaris dibatasi pada spesifikasi $S_y/D = 1,97$ pada $Re < 18.830$, $S_y/D = 2,36$ pada $Re < 25.000$, dan $S_y/D = 2,95$ pada $Re < 3.150$. Dari gambar 10 dapat dilihat bahwa pada $S_y/D = 2,36$ menghasilkan unjuk kerja termal yang paling tinggi untuk keseluruhan Re , sehingga direkomendasikan penggunaan sirip-sirip pin diamond susunan segaris dengan nilai $S_y/D = 2,36$ untuk memperbaiki efisiensi suatu sistem. Perolehan energi netto dapat dicapai hingga 22% untuk nilai $S_y/D = 2,36$ pada $Re = 3.123$.

Kesimpulan

Sirip-sirip pin diamond susunan segaris meningkatkan laju perpindahan panas dari permukaan plat dasar sebagai hasil dari kenaikan luasan permukaan perpindahan panas dan turbulensi, tetapi dengan mengorbankan penurunan tekanan yang lebih besar dalam

saluran segiempat. Kenaikan bilangan Reynolds meningkatkan laju perpindahan panas, tetapi kenaikan nilai S_y/D meningkatkan perpindahan panas hingga $S_y/D = 2,36$ setelah itu kenaikan nilai S_y/D lebih lanjut akan menyebabkan penurunan laju perpindahan panas. Penurunan tekanan dan faktor gesekan (f) meningkat seiring dengan berkurangnya nilai S_y/D . Kenaikan bilangan Reynolds akan menurunkan unjuk kerja termal (η) untuk keseluruhan nilai S_y/D . Sirip-sirip pin diamond susunan segaris dapat mencapai perolehan energi netto hingga 22% untuk nilai $S_y/D = 2,36$ pada $Re = 3.123$.

DAFTAR NOTASI

a	= panjang sisi-sisi sirip pin diamond, m
A	= luas penampang saluran, m^2
A_s	= luas seluruh permukaan yang kontak dengan udara dari <i>pin fin assembly</i> , m^2
A_t	= luas penampang saluran udara, m^2
b	= panjang sisi-sisi sirip pin diamond, m
c_p	= panas jenis udara, $J/(kg.K)$
D_h	= diameter hidrolis dari saluran udara, m
f	= faktor gesekan
h	= koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata, $W/(m^2.K)$
h_a	= koefisien perpindahan panas konveksi dengan sirip, $W/(m^2.K)$
h_s	= koefisien perpindahan panas konveksi tanpa sirip, $W/(m^2.K)$
H	= tinggi saluran udara atau sirip pin, m
k	= konduktivitas termal udara, $W/(m.K)$
L	= panjang <i>pin fin assembly</i> , m
L_t	= panjang seksi uji, m
\dot{m}	= laju aliran massa udara, kg/s
N_f	= jumlah total sirip pin diamond
Nu	= <i>duct Nusselt number</i>
Q_{elect}	= laju aliran panas dari listrik, W
Q_{conv}	= laju perpindahan panas konveksi, W
Q_{loss}	= laju aliran panas yang hilang dari sistem, W
Q_{rad}	= laju perpindahan panas radiasi, W
Q_{cond}	= laju perpindahan panas konduksi, W
Re	= <i>duct Reynolds number</i>
T_b	= temperatur permukaan plat dasar, K
T_{in}	= temperatur <i>inlet</i> dari aliran udara, K
T_{out}	= temperatur <i>outlet</i> dari aliran udara, K

V	= kecepatan rata-rata udara dalam saluran udara, m/s
W_b	= lebar plat dasar, m
ρ	= massa jenis udara, kg/m^3
ν	= viskositas kinematik udara, m^2/s
μ	= viskositas dinamik udara, $kg/m.s$
ΔP	= perbedaan tekanan statik, N/m^2

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Babus', R.F., Akintunde, K., Probert, S.D., 1995, Thermal performance of a pin fin assembly, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 16, pp. 50 – 55.
- [2] Bilen K., Akyol U., Yapici S., 2001, Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface, *Energy Conversion & Management*, Vol. 42, pp. 1071-1083.
- [3] Bilen K., Akyol U., Yapici S., 2002, Thermal performance analysis of a tube finned surface, *International Journal of Energy Research*, Vol. 26, pp. 321-333.
- [4] Chyu, M.K., Hsing, Y.C., Natarajan, V., 1998, Convective heat transfer of cubic fin arrays in a narrow channel, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, pp. 362-367.
- [5] Hwang, J.J., Lui, C.C., 1999, Detailed heat transfer characteristic comparison in straight and 90-deg turned trapezoidal ducts with pin-fin arrays, *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 4005-4016.
- [6] Jeng., M.T., 2006, Thermal performance of in-line diamond-shaped pin fins in a rectangular duct, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 1139–1146.
- [7] Jubran BA, Hamdan MA, Abdualh RM., 1993, Enhanced Heat Transfer, Missing Pin, and Optimisation for Cylindrical Pin Fin Arrays. *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp.576-583.
- [8] Kakac, S., Shah, R.K., Aung, W., 1987, *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley and Sons, New York.
- [9] Naik, S., Probert, S.D., Shilston, M.J., 1987, Forced convective steady state heat transfer from shrouded vertically fin

arrays, aligned parallel to an undisturbed air stream, *Applied Energy*, Vol. 26, pp. 137-158.

- [10] Naphon, P., Sookkasem, A., 2007, Investigation on heat transfer characteristics of tapered cylinder pin fin heat sinks, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48 pp. 2671–2679.
- [11] Tahat, M., Kodah, Z. H, Jarrah, B. A., Probert, S.D., 2000, Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection, *Applied Energy*, Vol. 67, pp. 419-442.
- [12] Tanda, G., 2000, Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shape elements, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 44, pp.3529-3541.
- [13] Yang Kai-Shing, Chu Wei-Hsin, Chen Ing-yong, 2007, A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 4661–4667.